

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日 2003年 4月 3日
Date of Application:

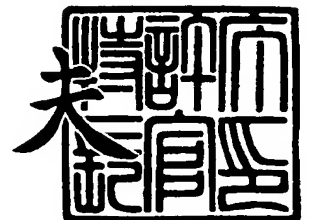
出願番号 特願2003-100200
Application Number:
[ST. 10/C]: [JP 2003-100200]

出願人 日産自動車株式会社
Applicant(s):

2004年 2月27日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今井 康夫



【書類名】 特許願

【整理番号】 NM02-03162

【提出日】 平成15年 4月 3日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F02B 31/00

【発明者】

 【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会
社内

 【氏名】 今村 秀徳

【発明者】

 【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会
社内

 【氏名】 酒井 太朗

【特許出願人】

 【識別番号】 000003997

 【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地

 【氏名又は名称】 日産自動車株式会社

 【代表者】 カルロス ゴーン

【代理人】

 【識別番号】 100062199

 【住所又は居所】 東京都中央区明石町 1 番 2 9 号 掖済会ビル 志賀内外
国特許事務所

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 志賀 富士弥

 【電話番号】 03-3545-2251

【選任した代理人】

 【識別番号】 100096459

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 橋本 剛



【選任した代理人】

【識別番号】 100086232

【弁理士】

【氏名又は名称】 小林 博通

【選任した代理人】

【識別番号】 100092613

【弁理士】

【氏名又は名称】 富岡 潔

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 010607

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9707561

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 内燃機関の吸気装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 内燃機関のシリンダに吸気ポートが接続され、かつこの吸気ポートの下流側の先端を吸気弁が開閉する内燃機関の吸気装置において、

上記吸気ポートをその断面で 2 つの領域に区画するように、吸気ポートの長手方向に沿って設けられた隔壁と、

この隔壁の上流端に近接して位置する回転可能な板状の弁体からなり、上記隔壁により区画された一方の流路を開閉する吸気制御弁と、

シリンダヘッド内部を通して各気筒毎に形成され、各吸気ポートに先端が開口するブローバイガス通路と、

を備え、

上記吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した閉位置において、上記隔壁の上流端と上記弁体との間に、間隙が設けられているとともに、この間隙の上流側で上記弁体の一部が他方の流路側に突出しており、

かつ上記ブローバイガス通路は、上記吸気制御弁の下流側において上記他方の流路に向かって開口していることを特徴とする内燃機関の吸気装置。

【請求項 2】 上記吸気制御弁は、回転軸が、上記隔壁の延長線上に位置し、開位置では上記弁体が上記隔壁と直線状に連続することを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 3】 上記弁体は、その閉位置において一方の流路を遮蔽するように回転軸から一方へ延びた主弁部を有するとともに、回転軸から上記主弁部とは反対側へ延びた延長部を有し、この延長部が、閉位置においては、他方の流路側に突出し、かつ、開位置においては、上記間隙を狭めるように間隙内に位置することを特徴とする請求項 2 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 4】 上記隔壁は、シリンダの上下方向を基準として、吸気ポートを上下に区画するように設けられ、上記吸気制御弁によって下側の流路が遮蔽されることを特徴とする請求項 1～3 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 5】 シリンダヘッドにおける上記吸気ポートの上方に燃料噴射弁が

配置されており、上記ブローバイガス通路は、上記燃料噴射弁の側方を通り、かつ吸気ポート上壁面において側方に片寄った位置に開口していることを特徴とする請求項 4 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 6】 上記ブローバイガス通路の先端開口は、上記隔壁により区画された上記他方の流路の長さ方向のほぼ中央に位置していることを特徴とする請求項 1～5 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 7】 上記吸気制御弁が閉位置にあるときに、上記弁体が、吸気流を他方の流路へ案内する方向に傾斜していることを特徴とする請求項 1～6 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

この発明は、シリンダに接続された吸気ポートを含む内燃機関の吸気装置、特に、シリンダ内のタンブルやスワール等のガス流動の強化を図った吸気装置の改良に関する。

【0002】

【従来の技術】

例えば、火花点火式内燃機関における安定した燃焼の実現のためには、タンブルもしくはスワールといったシリンダ内のガス流動が非常に重要であり、より広い運転領域でガス流動を強化できることが必要である。

【0003】

従来から知られているシリンダ内のガス流動を強化する方法の一つは、特許文献 1 に見られるように、吸気ポートの通路断面の一部を遮蔽する吸気制御弁を用い、吸気ポート内を流れる吸気流を吸気ポートの一方の側に片寄らせる方法である。例えば、タンブル生成のためには、吸気ポートの下側に吸気制御弁が配置され、吸気ポートの上側に片寄って吸気が流れることで、シリンダ内のタンブルが強化されることになる。

【0004】

また、ガス流動を強化する他の方法として、特許文献 2 に見られるように、吸

気ポート内に、その長手方向に沿った隔壁を設けるとともに、この隔壁により区画された一方の流路を開閉弁により開閉するようにした構成が知られている。例えば、タンブル生成のためには、吸気ポート内を上下に仕切るように隔壁が設けられ、その下側の流路が開閉弁によって閉じられることになる。これにより、上側の流路のみを通してシリンダ内に吸気が流入するため、前述した例に比べて流速や指向性が高く得られ、一般に、タンブル比はより向上する。

【0005】

【特許文献1】

特開 2002-54535 号公報

【0006】

【特許文献2】

特開平 6-159079 号公報

【0007】

【発明が解決しようとする課題】

上記のような公知の方法は、いずれも、ガス流動強化時に、吸気ポートの通路断面積を、吸気制御弁等によって実質的に減少させることになり、ベースとなる吸気ポート断面積に対する有効な通路断面積の割合を「開口率」として定義すると、一般に、開口率が小さいほどガス流動が高く得られる。しかしながら、開口率を小とすると、通気抵抗は増大し、シリンダ内に吸入可能な吸気量が減少するので、吸気制御弁等を閉じてガス流動を強化することができる運転条件は、比較的狭い範囲に制限されてしまう。

【0008】

この発明は、開口率を過度に小さくすることなくシリンダ内のガス流動を強化することができる内燃機関の吸気装置を提供することを目的とする。

【0009】

【課題を解決するための手段】

この発明は、内燃機関のシリンダに吸気ポートが接続され、かつこの吸気ポートの下流側の先端を吸気弁が開閉する内燃機関の吸気装置を前提としており、上記吸気ポートをその断面で2つの領域に区画するように、吸気ポートの長手方向

に沿って設けられた隔壁と、上記隔壁により区画された一方の流路を開閉する吸気制御弁と、を備えている。さらに内燃機関のブローバイガス进行处理するために、シリンダヘッド内部を通して各気筒毎にブローバイガス通路が形成されており、各吸気ポートにその先端が開口する。上記吸気制御弁は、回転軸を中心に回転可能な板状の弁体からなり、上記隔壁の上流端に近接して位置している。そして、本発明では、上記吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した閉位置において、上記隔壁の上流端と上記弁体との間に、間隙が設けられているとともに、この間隙の上流側で上記弁体の一部が他方の流路側に突出している。また上記ブローバイガス通路は、上記吸気制御弁の下流側において上記他方の流路に向かって開口している。

【0010】

本発明では、上記吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した閉位置にあるときに、他方の流路のみを通して吸気がシリンダ側へ流れることになり、吸気弁の周囲の一方に片寄った位置から相対的に多くの吸気がシリンダ内に流れ込む。これと同時に、吸気制御弁が吸気流を絞ることによって該吸気制御弁の下流側に局部的な圧力低下が生じ、これが、連通路となる間隙の出口側（他方の流路に面する側）に作用する。特に、弁体の一部が他方の流路に突出しているため、その下流でより効果的に圧力低下が生じる。従って、吸気制御弁で遮蔽された一方の流路の下流側の端部と上記間隙との間で圧力差が発生し、上記端部から吸気が吸い込まれるとともに、吸気ポートの上流側へ向かって逆に流れ、かつ上記間隙を通して他方の流路へと合流する。つまり、遮蔽した流路を介して吸気の一部が上流側へと還流する。そのため、吸気弁の周囲を通る吸気流の流量ないしは流速の不均衡が一層拡大し、シリンダ内のガス流動が効果的に強化される。

【0011】

また、内燃機関のクランクケースから導出されたブローバイガスは、例えばシリンダヘッド内部の動弁室等を経由して上記ブローバイガス通路に導かれ、ここから吸気ポート内に導入される。このブローバイガス通路の先端開口は、吸気制御弁の下流側で、かつ吸気制御弁で開閉されない他方の流路に向かって位置するので、ブローバイガスに含まれるオイル成分等による吸気制御弁の汚損や固着が

生じない。

【0012】

なお、本件の請求項における「吸気ポート」という用語は、必ずしもシリンダヘッド内部の部分のみを意味するのではなく、態様によっては、その上流側の一部が、シリンダヘッド外部の他の部材、例えば吸気マニホルドの一部として構成される場合も含む。例えば、後述する実施例では、シリンダヘッド内に形成された吸気ポート部分と吸気マニホルドブランチ部内の通路の先端部分とを含めた範囲が請求項の「吸気ポート」に相当する。

【0013】

【発明の効果】

この発明に係る内燃機関の吸気装置によれば、吸気制御弁が遮蔽した流路を介して一部の吸気が還流することによってシリンダ内のガス流動を効果的に向上させることができ、特に、吸気制御弁による開口率を小さくせずにより強いガス流動を得ることができる。従って、通気抵抗の増加に伴うポンピングロスの増加が抑制され、またシリンダ内に流入する吸気量を多く確保できることから広範な運転領域でガス流動の強化が図れる。

【0014】

特に、本発明によれば、ブローバイガスが吸気制御弁の下流側で、かつ吸気制御弁で開閉されない側の流路から導入されるので、ブローバイガスによる吸気制御弁の汚損や固着といった不具合が回避される。

【0015】

【発明の実施の形態】

以下、この発明の好ましい実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【0016】

図1および図2は、この発明をポート噴射型火花点火式内燃機関の吸気装置に適用した第1実施例を示しており、これは、ガス流動としてタンプルの強化を図った例である。シリンダブロック1に円筒状のシリンダ2が複数形成されているとともに、その頂部を覆うシリンダヘッド3に、ペントルフ型の燃焼室4が凹設されている。この燃焼室4の2つの傾斜面にそれぞれ開口するように、吸気ポ

ート 5 および排気ポート 6 が形成されており、吸気ポート 5 の先端を吸気弁 7 が開閉し、かつ排気ポート 6 の先端を排気弁 8 が開閉している。ここで、吸気ポート 5 は、先端部が中央壁部 15 を介して二股状に分岐しており、各気筒に一对設けられた吸気弁 7 がそれぞれの先端を開閉している。同様に、排気弁 8 も各気筒に一对設けられている。そして、これらの 4 つの弁に囲まれた燃焼室 4 中心部に、点火栓 9 が配置されている。なお、シリンダ 2 内に配置されたピストン 10 は、本発明の要部ではないので、頂面が平坦な単純形状として図示してあるが、必要に応じてタンブルを用いた燃焼に適した所望の形状に構成される場合もある。

【0017】

そして、図 1 に示すように、本実施例では、吸気ポート 5 をその断面で上下 2 つの領域に区画するように、吸気ポート 5 の長手方向に沿った隔壁 11 が設けられている。この隔壁 11 は、例えばアルミニウム合金にてシリンダヘッド 3 を鋳造する際に別体の金属板（例えば鋼板）を鋳込むことによって構成されており、その下流端 11a ができるだけ下流側つまり吸気弁 7 に近い位置となるように配置されている。より詳しくは、吸気ポート 5 が二股状に分岐する中央壁部 15 上流の分岐点 15a の直前まで、上記下流端 11a が延びている。ここで、図示例では、この隔壁 11 が存在する長手方向の部分で吸気ポート 5 がほぼ直線状をなし、これに対応して隔壁 11 もほぼ直線状の断面形状をなしているが、必ずしもこれに限定されるものではなく、吸気ポート 5 が湾曲している場合には、これに沿うように湾曲した隔壁 11 が設けられる。また、隔壁 11 の上流端 11b は、吸気マニホルド 21 が取り付けられるシリンダヘッド 3 の吸気マニホルド取付座面 22 付近にまで延びている。なお、吸気マニホルド取付座面 22 の機械加工の際に、鋼板等からなる隔壁 11 に工具が接触することのないように、隔壁 11 の上流端 11b は吸気マニホルド取付座面 22 から内側（吸気ポート 5 下流側）に極僅かだけ後退している。

【0018】

上記のように隔壁 11 が設けられていることにより、吸気ポート 5 内は、その下流側部分を除き、上側の通路状部分つまり第 1 流路 5A と下側の通路状部分つまり第 2 流路 5B とに分割される。

【0019】

なお、当業者には明らかなように、本明細書において吸気ポート5や吸気流等についての「上」「下」とは、シリンダ2の上下を基準とするものであり、空間上の絶対的な上下の意味ではない。

【0020】

また上記吸気ポート5は、上記吸気マニホルド21の各気筒毎のブランチ部23におけるブランチ部通路24に連続しており、これによって、上流側の図示せぬコレクタ部から各シリンダ2に至る気筒毎の吸気通路が構成されている。上記ブランチ部通路24は、吸気ポート5に近い下流側部分では、吸気ポート5の形状に沿った直線状をなし、かつこれよりも上流側の部分では、上方に位置するコレクタ部へ向かって上方へ湾曲している。

【0021】

そして、上記ブランチ部通路24の下流側の端部に、上記隔壁11により区画されてなる下側の第2流路5Bを入口側つまり上流端で遮蔽するように、各気筒毎に吸気制御弁31が設けられている。この吸気制御弁31は、回転軸32を中心に回転可能な板状の弁体33を備えたもので、上記回転軸32が、上記隔壁11の上流側への延長線上、特に、吸気マニホルド21のブランチ部23側に位置し、この回転軸32に、板状をなす弁体33の一端が固定されている。詳しくは、上記弁体33は、上記の第2流路5Bを開閉するために回転軸32から一方へ延びた主弁部33aを有するとともに、これとは反対側へ相対的に短く延びた延長部33bを有している。上記主弁部33aは、ブランチ部通路24の下側の断面形状に応じて、楕円を2分したような形状（図2参照）をなしている。これに対し、上記延長部33bの先端つまり下流端33cは、本実施例では、図2に示すように、吸気マニホルド取付座面22および回転軸32と平行な直線状をなしている。また、上記回転軸32は、上記隔壁11の上流端11bに近接しているものの、少なくとも上記延長部33bが干渉しない程度に、上記上流端11bから離れている。本実施例では、上記延長部33bの先端つまり下流端33cが、ブランチ部23の先端フランジ面（吸気マニホルド取付座面22と実質的に同じ面）よりも僅かに上流側に後退して位置している。

【0022】

上記回転軸 32 は、図示せぬアクチュエータに係合しており、タンブルを強化すべき運転条件では、弁体 33 が図示の姿勢のような閉位置に制御され、下側の第 2 流路 5B を、その入口側で遮蔽する。このとき、主弁部 33a は回転軸 32 より上流側にあり、吸気制御弁 31 上流側から流れてきた吸気流を上側の第 1 流路 5A へ案内する方向に、弁体 33 が傾斜した状態となる。換言すれば、このような所定の傾斜位置で回転軸 32 より下側の領域を完全に塞ぐように、上記主弁部 33a の外形状が設定されている。上記の閉位置における弁体 33 の傾斜角（隔壁 11 を上流側へ延長した線と弁体 33 とのなす角）は、 $30^{\circ} \sim 40^{\circ}$ 程度である。また、このような閉位置に回転すると、主弁部 33a の反対側に位置する下流側の延長部 33b は、隔壁 11 よりも上方つまり第 1 流路 5A 側に突出した状態となる。そして、隔壁 11 の上流端 11b と弁体 33 の延長部下流端 33c との間には、第 1 流路 5A 上流端と第 2 流路 5B 上流端とを連通させる連通路となる適宜な大きさの間隙 12 が生じる。

【0023】

ここで、本実施例では、図 2 に示すように、上記隔壁 11 の上流端 11b は、該隔壁 11 の幅方向の中央部が、両側部よりも下流側に一段後退した形に形成されている。換言すれば、吸気ポート 5 の中心付近となる中央部部分が台形状に切り欠かれた形状をなしている。

【0024】

従って、上記のように吸気制御弁 31 が閉位置にあるときに、直線状をなす弁体下流端 33c との間に生じる間隙 12 は、図 2 に示すように、両側部において相対的に小さく、かつ中央部において相対的に大きい。つまり、吸気ポート 5 の中心付近に十分に大きな間隙 12 が確保され、吸気ポート 5 の壁面に近い位置での間隙 12 は小さい。

【0025】

なお、上記隔壁 11 の下流端 11a は、上記吸気マニホールド取付座面 22 および回転軸 32 と平行な直線状をなしている。

【0026】

一方、吸気量が大となる運転条件、例えば高速高負荷域では、上記吸気制御弁 31 は、吸気ポート 5 の長手方向に沿った開位置に制御され、第 2 流路 5B を開放することとなる。この開位置では、上記弁体 33 が隔壁 11 と直線状に連続した姿勢となり、吸気流と平行となる。そして、延長部 33b も上記隔壁 11 と直線状に整列し、延長部 33b の先端（下流端 33c）と隔壁 11 の上流端 11b とが互いに隣接した状態となる。

【0027】

また、各気筒の吸気ポート 5 へ向けて燃料を噴射する図示せぬ燃料噴射弁が取り付けられる噴射弁取付部 41 が、シリンダヘッド 3 の吸気ポート 5 上方に形成されている。ここに取り付けられる燃料噴射弁は、一对の吸気弁 7 に対応して略 V 字形に分岐した噴霧を形成し得る形式のもので、特に、吸気弁 7 の弁頭部を指向した噴霧が隔壁 11 と干渉することのないように、比較的下流側つまり吸気弁 7 寄りに噴射弁取付部 41 が形成されている。

【0028】

そして、この噴射弁取付部 41 の側方を通してシリンダヘッド 3 の上下方向に延びたブローバイガス通路 42 が各気筒毎に形成されており、その先端が、ブローバイガス導入口 42a として、吸気ポート 5 の上壁面に開口している。具体的には、上記ブローバイガス導入口 42a は、吸気制御弁 31 の開閉に拘わらず常に吸気が通流する第 1 流路 5A 側に連通し、かつ上記のように噴射弁取付部 41 に取り付けられる燃料噴射弁との干渉を避けて、吸気ポート 5 の中心から側方（機関前後方向）に片寄った位置に開口している（図 2 参照）。また、上記ブローバイガス導入口 42a は、隔壁 11 により区画された第 1 流路 5A の長さ方向のほぼ中央に位置している（図 1 参照）。

【0029】

上記ブローバイガス通路 42 は、シリンダヘッド 3 の上部フランジ面 3a から吸気ポート 5 へと直線状に、例えば 2 次的なドリル加工によって形成されており、その上端は、上記上部フランジ面 3a に開口している。そして、上記上部フランジ面 3a に取り付けられる合成樹脂等からなるシリンダヘッドカバー 43 上部のブローバイガスメイン通路 44 に、該シリンダヘッドカバー 43 側壁部内の連

通路 45 を介して連通している。なお、上記ブローバイガスメイン通路 44 は、図示せぬ流量制御弁（所謂 PCV バルブ）を介して、シリンダヘッドカバー 43 内側の空間つまり動弁室 46 に連通し、クランクケース内から新気とともに導出されたブローバイガスが流れるようになっている。

【0030】

なお、図示しないが、この内燃機関は、排気系から吸気系に排気の一部を還流させるために、排気還流制御弁などを含む公知の排気還流装置を備えており、特に、シリンダ 2 内のタンブルを積極的に利用して高い排気還流率の下での安定した燃焼を実現することにより、部分負荷域での燃費低減を図った構成となっている。還流排気は、吸気マニホールド 21 の図示せぬコレクタ部などにまとめて導入してもよく、あるいは、各気筒のブランチ部通路 24 にそれぞれ分配して導入することも可能である。

【0031】

次に、図 3 の説明図を用いて、上記実施例の構成における基本的な作用について説明する。吸気行程において、吸気弁 7 が開き、かつピストン 10 が下降すると、吸気は、吸気弁 7 周囲の弁隙間を通して、シリンダ 2 内に流入する。このとき、吸気制御弁 31 が開位置にあれば、第 1 流路 5A および第 2 流路 5B の双方を通して吸気が流れ、吸気弁 7 の周囲の各部からほぼ均等に吸気が流れ込むので、シリンダ 2 内に発生するガス流動は比較的弱い。

【0032】

これに対し、吸気制御弁 31 が図 3 に示すように閉位置に制御されると、下側の第 2 流路 5B が遮蔽され、上側の第 1 流路 5A のみを通して吸気がシリンダ 2 側へ流れることになる。特に、図 3 に示すように吸気ポート 5 の上側の内壁面 5a（以下、上側内壁面 5a と記す）に沿って吸気流が偏在し、吸気ポート 5 の下側の内壁面 5b（以下、下側内壁面 5b と記す）に沿う流れは非常に少ない。そのため、吸気弁 7 の周囲について見たときに、吸気弁 7 の下側つまりシリンダ 2 外周に近い側の弁隙間 20a では、吸気の流量が少ないとともに、流速も低く、また吸気弁 7 の上側つまり点火栓 9 に近い側の弁隙間 20b では、吸気の流量が多いとともに、流速も高くなる。この結果、シリンダ 2 内には、矢印で示すよう

に、吸気弁 7 側から排気弁 8 側を経てピストン 10 頂面へと向かうタンブル（いわゆる順タンブル）が生じる。そして、本実施例では、吸気制御弁 31 が図示のように閉位置にあると、この部分が絞り部となって吸気流が第 1 流路 5 A のみを流れるように絞られるので、第 1 流路 5 A において、隔壁 11 の上流端 11 b 付近で、局部的な圧力低下が生じ、破線 13 で示すような低圧領域が発生する。第 1 流路 5 A と第 2 流路 5 B との間の連通路となる間隙 12 は、この低圧領域 13 に向かって開口する形となるので、第 2 流路 5 B の下流側の開口端 14 との間で圧力差が生じる。そのため、上記開口端 14 が吸気取り入れ口となり、上記圧力差によって、上記開口端 14 から吸気を取り込まれるとともに、吸気ポート 5 の上流側へ向かって逆に流れ、かつ間隙 12 から第 1 流路 5 A へと合流する。つまり、第 1 流路 5 A 通過後に吸気ポート 5 の下側の領域へと拡がろうとした吸気が第 2 流路 5 B を通して上流側へ還流し、上側の第 1 流路 5 A へと戻されることになる。そのため、吸気弁 7 の下側の弁隙間 20 a を通る吸気流がより少なくなると同時に、上側の弁隙間 20 b を通る吸気流がより多くなり、シリンダ 2 内のタンブルがより強く得られる。特に、下側の弁隙間 20 a を通る吸気流は、シリンダ 2 内のタンブルを弱めるように作用するのであるが、上記実施例では、上側の弁隙間 20 b を通る流れによりタンブルが強められるのみならず、このタンブルを弱めるように作用する下側の弁隙間 20 a を通る流れが抑制されることから、非常に効果的にタンブルが強化される。

【0033】

このようにシリンダ 2 内に形成される強いタンブルは、燃費向上のために大量に排気還流を行う上で非常に有用であり、部分負荷域において、高排気還流率となる大量の排気還流を与えつつ吸気制御弁 31 を閉じて強いタンブルを生成することによって、安定した燃焼を実現でき、燃費向上を達成できる。

【0034】

特に、上記の実施例では、図示の閉位置において、弁体 33 の延長部 33 b が隔壁 11 よりも上方つまり第 1 流路 5 A 側に突出しているため、その背面側により効果的に低圧領域が発達し、間隙 12 を通した吸気の還流が確実に行われる。

【0035】

そして、高速高負荷域などで吸気制御弁 31 が開位置となったときには、前述のように弁体 33 と隔壁 11 とが直線状に整列することで吸気抵抗の増加が回避されるとともに、延長部 33b によって間隙 12 が狭められるため、吸気流の乱れが抑制される。なお、本実施例では、図 1 に示すように、弁体 33 が一定厚の板状ではなく、主弁部 33a および延長部 33b の双方で、先端へ向かって徐々に薄くなるテーパ状の断面形状を有しているので、吸気流が円滑に流れ、吸気抵抗がより低減する。

【0036】

図 4 は、上記実施例の吸気装置における実際の吸気の流れを解析したものであり、各部の流れの速さおよび方向を、微細なベクトルつまり矢印でもって示している。矢印の粗密は、流量を示し、矢印が密に集まっている部位は、流量が大であることを意味する。また、図 5 は、比較例として、連通路となる間隙 12 を閉塞したものの吸気の流れを同様に示している。つまり、図 5 の構成は、単に隔壁 11 と吸気制御弁 31 とで吸気流を偏在させるようにした従来技術に相当する。なお、両者とも吸気制御弁 31 の開口率は同一（約 20%）である。

【0037】

これらの図を対比すれば明らかなように、比較例である図 5 のものでは、上側の第 1 流路 5A を通過した吸気流は、隔壁 11 の下流端 11a よりも下流で下方へも拡散していくので、吸気弁 7 の下側の弁隙間 20a を通る吸気流が少なからず存在する。なお、隔壁 11 の下側の第 2 流路 5B では殆ど流れが見られず、淀んだ状態となる。これに対し、本発明を示す図 4 では、吸気弁 7 寄りの下側領域から下側の第 2 流路 5B を通して吸気が還流し、この結果、吸気弁 7 の下側の弁隙間 20a を通る吸気流が極端に減少する。また、これに伴って上側の弁隙間 20b を通る吸気流が増加する。従って、効果的にタンブルを強化できる。

【0038】

図 6 は、図 4 もしくは図 5 のように隔壁 11 と吸気制御弁 31 とを用いた吸気装置におけるタンブルの強さと吸入空気量との関係を示している。なお、ここでは、タンブルの強さを、吸気行程中のタンブル比の最大値でもって表している。一般に、タンブルが弱いと燃焼が遅く不安定となる傾向があり、タンブルが強い

と燃焼が速く安定となる。図の実線で示す特性は、図5の比較例の場合の関係を示しており、開口率を小さく設定するほどタンブルが強くなるものの吸入空気量が少なくなり、逆に、開口率を大きく設定するほど吸入空気量が多く得られるもののタンブルが弱くなる、という相関関係がある。吸入空気量が少なくなることは、タンブルの生成が可能な運転領域（つまり吸気制御弁31を閉じることができると運転領域）が狭いことを意味し、吸入空気量が多いことは、逆にその運転領域が広いことを意味する。間隙12を通した還流を利用した本発明によれば、破線で示すような領域に、タンブル強さと吸入空気量との相関を得ることができる。つまり、同一のタンブル強さであれば、吸入空気量をより大きく確保でき、また同一の吸入空気量（開口率）であれば、タンブルをより強く得ることができる。

【0039】

従って、燃費向上手段として前述したように大量排気還流と強いタンブルとを組み合わせた運転を、より広い運転領域において行うことができ、内燃機関全体として、大幅な燃費向上が図れる。そして、同じ運転領域で比較すると、タンブルがより強く生成されることから、より大量の排気還流が可能となり、一層の燃費向上が可能である。

【0040】

さらに、上記実施例では、隔壁11の上流端11bを図2のような形状として、吸気ポート5の中心付近に十分に大きな間隙12を確保しつつ、吸気ポート5の壁面に近い位置での間隙12を小さなものとしたので、上述の還流作用をより一層効果的に得ることができる。つまり、吸気制御弁31下流での負圧発生は、吸気流の流速に依存しており、この流速は、吸気ポート5の中心付近では高く、かつ吸気ポート5の壁面に近い位置では0に近いものとなるので、吸気ポート5の中心付近では十分に強い負圧が発生するが、吸気ポート5の壁面に近い位置での負圧は弱い。そのため、壁面に近い位置に大きな間隙12が存在すると、この部分で、負圧による第2流路5Bから第1流路5Aへの還流作用が十分に得られずに、逆に、上方の第1流路5Aから下方の第2流路5Bへ間隙12を通過して一部の吸気が流れ込んでしまうことがある。このように吸気ポート5の壁面近くで

第1流路5Aから第2流路5Bへ流入した吸気は、吸気ポート5の中心付近で生じた負圧によって再び第1流路5Aへ吸い出されるような形となるので、前述した第2流路5Bの下流側の開口端14から吸気を取り込む還流作用を阻害する要因となる。上記実施例では、吸気ポート5の壁面近くにおける間隙12を相対的に狭めることにより、このような吸気の逆流（第1流路5Aから第2流路5Bへの流れ）を抑制でき、吸気ポート5の中心付近での高い流速を有効に利用して、還流作用を一層効果的に得ることができる。

【0041】

一方、内燃機関のクランクケース（図示せず）内のブローバイガスは、シリンダヘッド3側の動弁室46を経由してシリンダヘッドカバー43のブローバイガスメイン通路44に流れ、ここから各気筒のブローバイガス通路42を介して各吸気ポート5に流入する。このブローバイガスは、吸気制御弁31の開閉状態に拘わらず常に吸気が通流する第1流路5Aに導入され、該第1流路5Aを通して燃焼室4に供給される。

【0042】

クランクケースから導出されるブローバイガスは、よく知られているように、オイルセパレータで除去しきれなかったオイル成分や水分さらにはカーボン等を含んでおり、これが吸気制御弁31の上流側から導入されると、吸気制御弁31が汚損し、弁体33の固着を招来したりする恐れがあり、また、吸気制御弁31の下流であっても第2流路5B側に導入されると、前述した吸気制御弁31閉位置での還流作用によって、やはり吸気制御弁31を汚損してしまうことが懸念される。

【0043】

これに対し、本実施例では、ブローバイガス導入口42aが吸気制御弁31の下流で、かつ第1流路5A側に位置するので、吸気制御弁31がブローバイガスに晒されることがなく、オイル成分などを含むブローバイガスによって吸気制御弁31が汚損したり、吸気制御弁31の固着が生じたりすることがない。ここで、ブローバイガス導入口42aが第1流路5Aの上流端（つまり隔壁11上流端11b側）に近いと吸気脈動などによってブローバイガスに含まれるオイル成分

などが吸気制御弁 31 に付着する恐れがあり、逆に第 1 流路 5 A の下流端（つまり隔壁 11 下流端 11 a 側）に近いと前述した還流作用によりブローバイガスが第 2 流路 5 B から上流側へ戻る恐れがあるので、ブローバイガス導入口 42 a は、第 1 流路 5 A の長さ方向のほぼ中央に配置することが望ましい。

【0044】

また上記ブローバイガス通路 42 は、この実施例では、シリンダ 2 の軸線と平行に形成されており、従って、シリンダ 2 から斜め上方へ立ち上がっている吸気ポート 5 内（詳しくは第 1 流路 5 A 内）を流れる吸気流の方向に対し、鋭角に交わる形となる。そのため、ブローバイガスは、吸気流に乗って速やかに燃焼室 4 へ流れる。

【0045】

なお、上記の実施例では、吸気ポート 5 を隔壁 11 により上下に分割してタンブル（縦渦）の強化を図っているが、隔壁 11 を配置する方向を適宜に設定することにより、スワール（横渦）の強化や、スワールとタンブルとを合成した方向の旋回流の強化を図ることも可能である。

【0046】

また、上記実施例ではシリンダヘッドカバー 43 内のブローバイガスメイン通路 44 と各気筒のブローバイガス通路 42 とを外部配管を用いずに接続した構成となっているが、シリンダヘッド 3 の外部に別部材からなるブローバイガスメイン通路を設け、このブローバイガスメイン通路から外部配管を介してシリンダヘッド 3 側のブローバイガス通路 42 に接続するように構成してもよい。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

この発明に係る吸気装置の一実施例を示す断面図。

【図 2】

この実施例の吸気装置を上方から見た平面図。

【図 3】

この吸気装置の構成を模式的に示した構成説明図。

【図 4】

この吸気装置における吸気の流れを示す説明図。

【図 5】

比較例の吸気装置における吸気の流れを示す説明図。

【図 6】

タンプルの強さと吸入空気量との関係を示す特性図。

【符号の説明】

3…シリンダヘッド

5…吸気ポート

7…吸気弁

11…隔壁

12…間隙

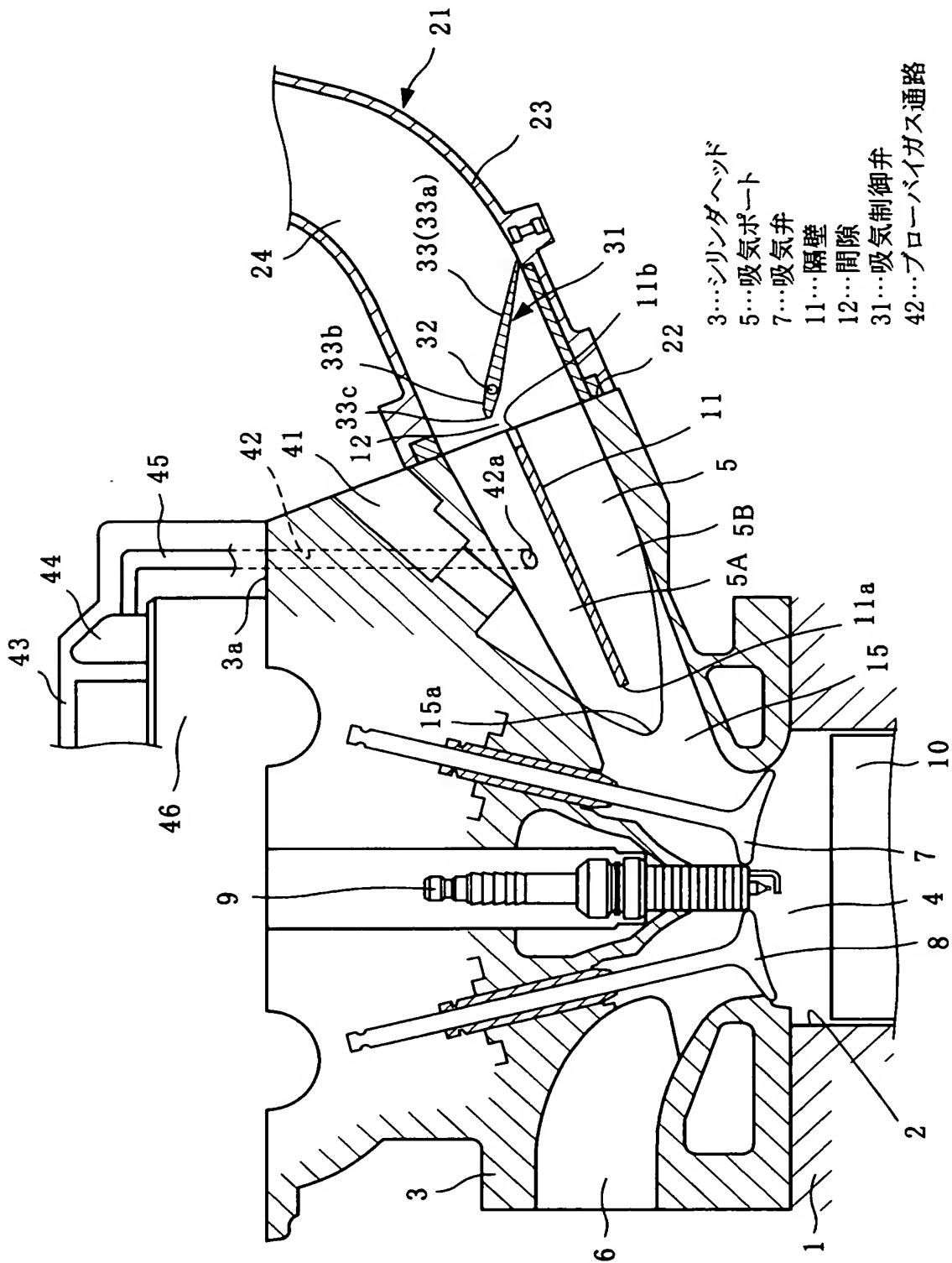
21…吸気マニホールド

31…吸気制御弁

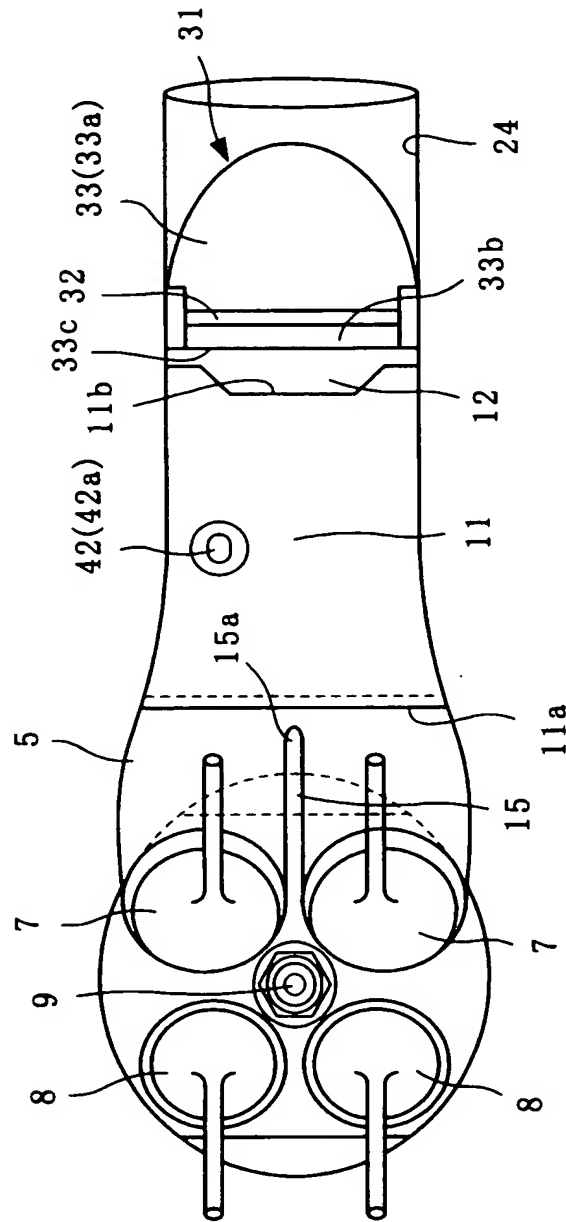
42…ブローバイガス通路

【書類名】 図面

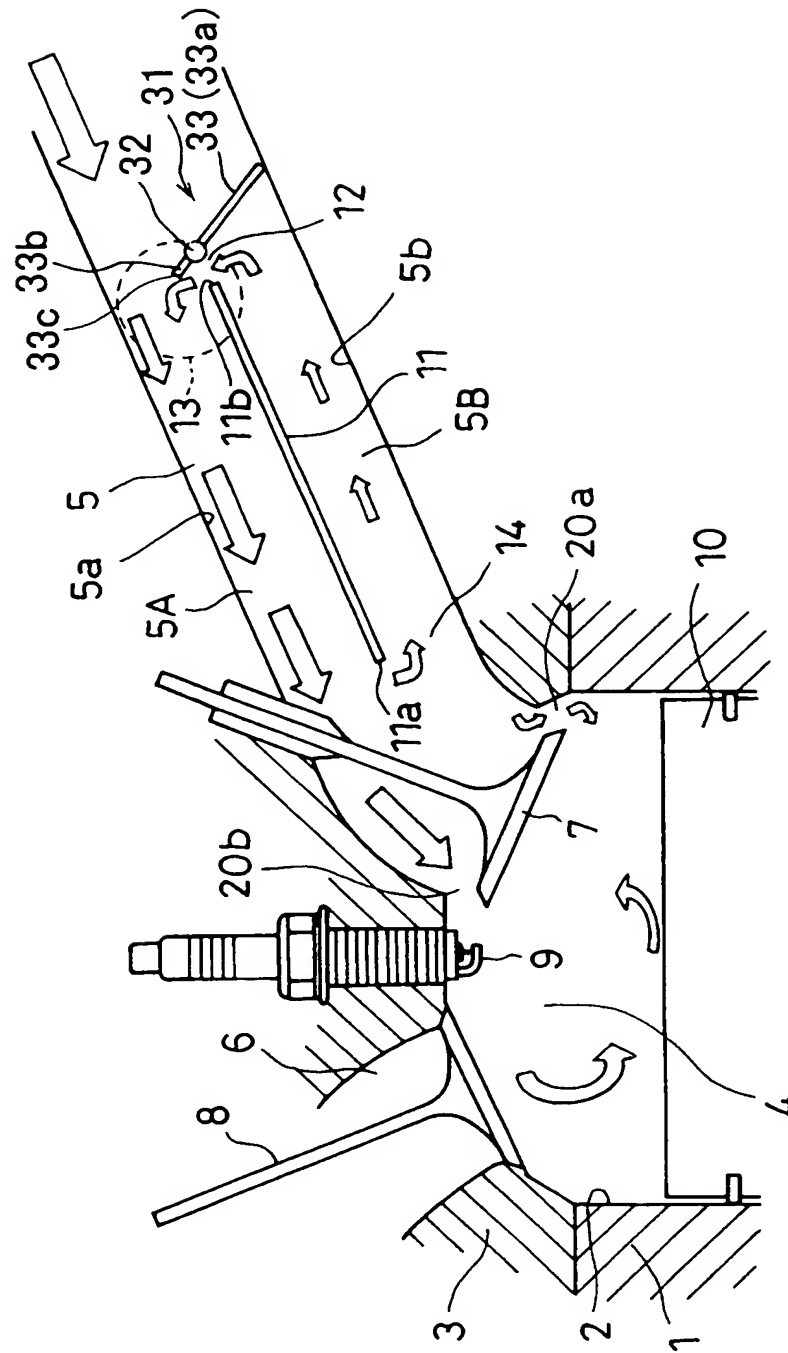
【図 1】



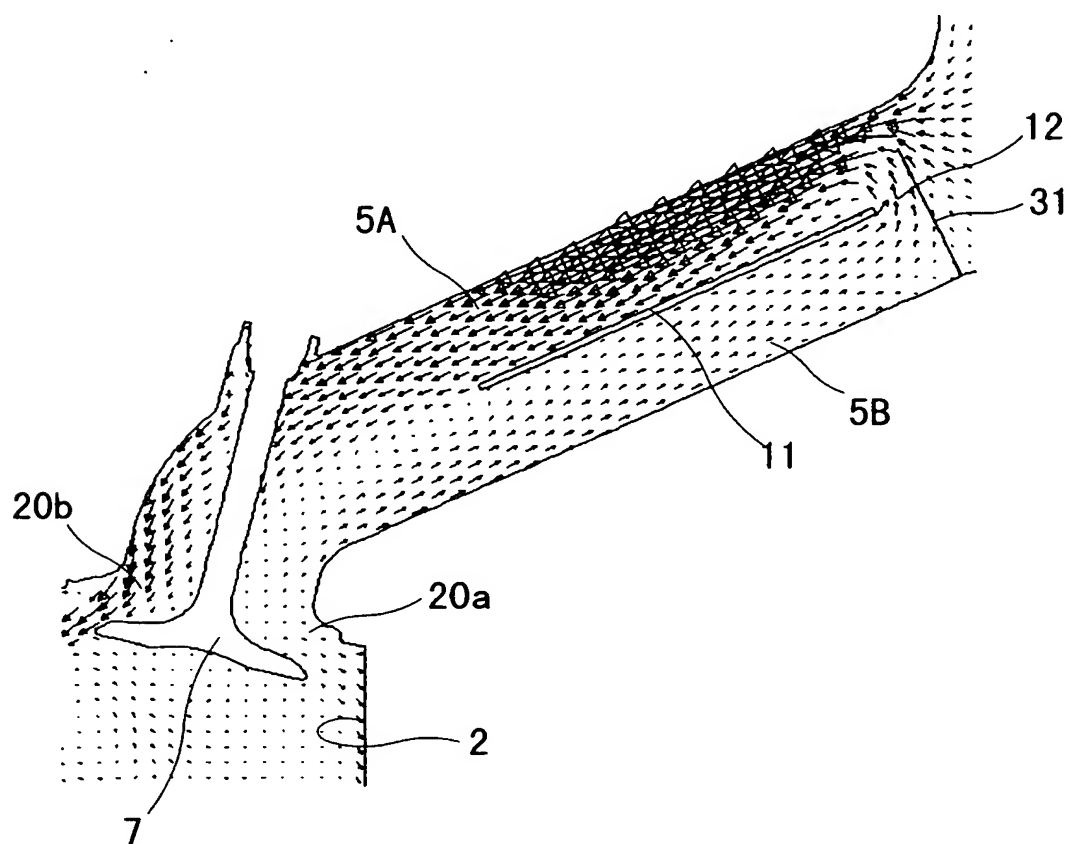
【図 2】



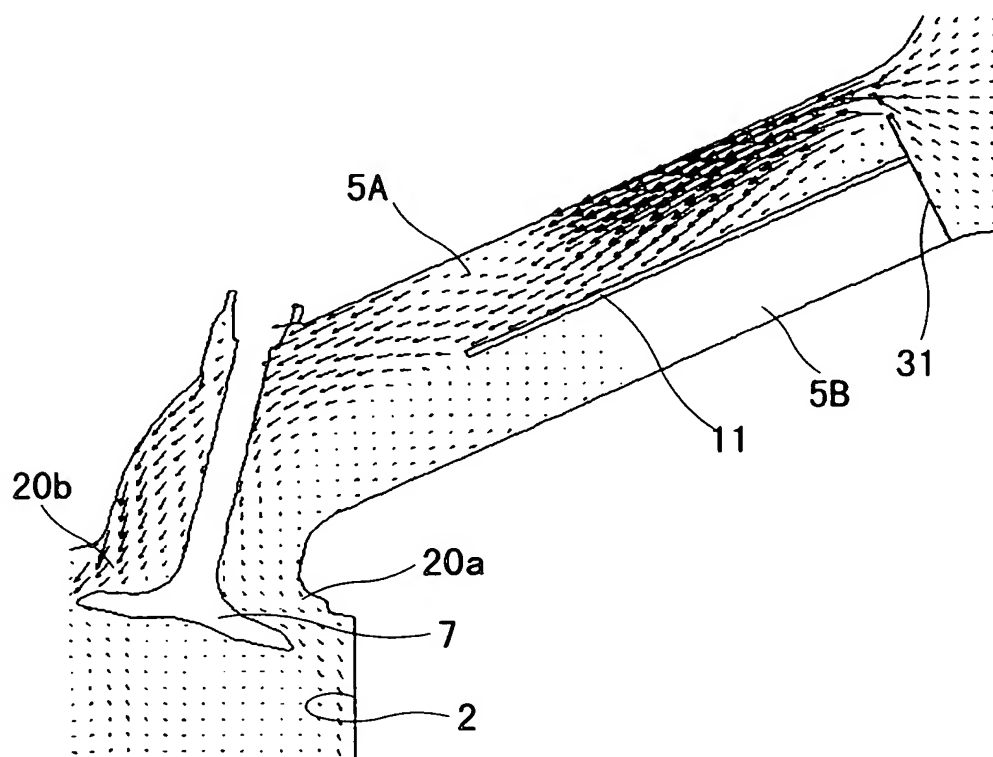
【図 3】



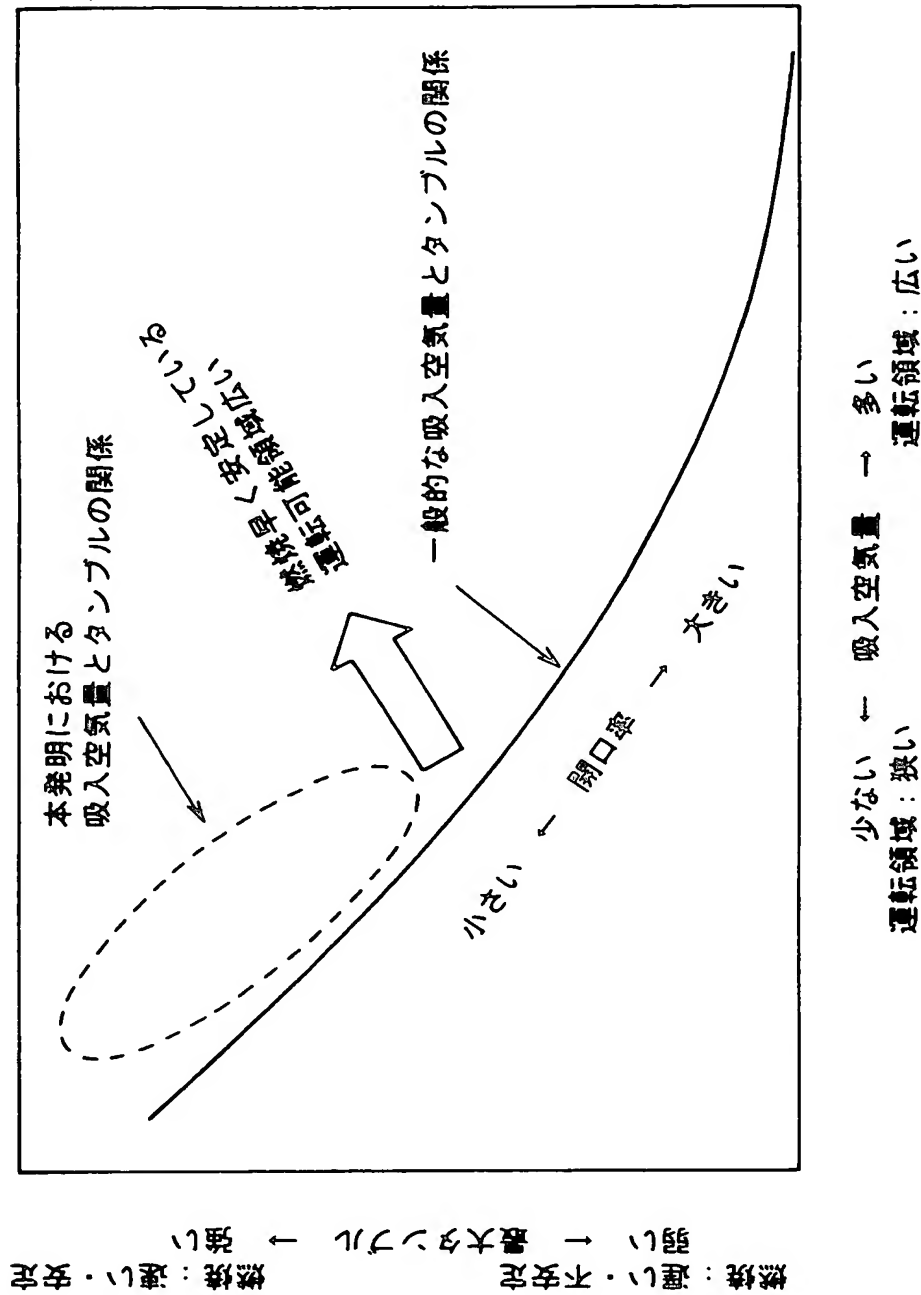
【図 4】



【図 5】



【図 6】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 吸気ポート 5 の開口率を過度に小さくすることなく、シリンダ 2 内のタンブルを強化し、かつ、ブローバイガスによる汚損を回避する。

【解決手段】 吸気ポート 5 内に長手方向に沿った隔壁 11 が設けられ、上側の第 1 流路 5 A と下側の第 2 流路 5 B とに区画される。隔壁 11 の上流側に吸気制御弁 31 が配置され、隔壁 11 上流端 11 b と弁体 33 との間に間隙 12 が形成される。吸気制御弁 31 を閉位置とすると、吸気流が上側の第 1 流路 5 A のみに絞られると同時に、弁体 33 下流に低圧領域が生じ、その圧力差によって、第 2 流路 5 B の下流端から吸気を取り込まれ、間隙 12 から第 1 流路 5 A へと還流する。そのため、吸気弁 7 の下側の弁隙間を通る流量が減少し、上側の弁隙間を通る流量が増大して、タンブルがより強化される。各吸気ポート 5 毎にブローバイガス通路 42 が形成され、吸気制御弁 31 より下流側に開口する。

【選択図】 図 1

特願 2 0 0 3 - 1 0 0 2 0 0

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [0 0 0 0 0 3 9 9 7]

1. 変更年月日	1 9 9 0 年 8 月 3 1 日
[変更理由]	新規登録
住 所	神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地
氏 名	日産自動車株式会社